

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, докт. техн. наук, ЗАО "НКМЗ",
Г.С. СУКОВ, генеральный директор "ЗАО "НКМЗ",
А.И. ВОЛОШИН, главный инженер ЗАО "НКМЗ"

УСТРАНЕНИЕ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ ЗУБЬЕВ В КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Виконано аналіз основних факторів зубців, що впливають на інтерференцію у великій хвильовій передачі, розроблені методи усунення інтерференції зубців.

The assaying of major factors of teeth influencing an interference in large wave transmission is made, methods of elimination of an interference of teeth are developed.

Современные тенденции развития машиностроительного комплекса направлены на повышение технического уровня, производительности, конкурентных свойств выпускаемых машин. Единичные массы редукторов в тяжелом машиностроении достигли десятков и сотен тонн, став одним из сдерживающих факторов прогрессивного развития тяжёлой индустрии. Особую актуальность это приобретает при расширенной реконструкции производств, когда на существующих производственных площадях выстраиваются современные технологические процессы и соответствующее оборудование с более высокой установочной мощностью.

Для повышения нагрузочной способности используют многопоточные силовые кинематические схемы, в т.ч. с гибкими звеньями, упругие деформации которых упрощают технику дифференцирования силовых потоков. Многократно уменьшаются нагрузки на зубья, устраняются ограничения по критериям термической мощности, изгибным и контактным напряжениям, снижаются габариты и металлоёмкость передач.

Как показывает практика, перспективным направлением развития приводной техники в тяжелом машиностроении является совершенствование конструктивных параметров крупных волновых передач (рис. 1). Обладая резервом нагрузочной способности, волновые передачи охватывают широкий спектр передаточных отношений, что в значительной мере снижает их габаритно – весовые характеристики. Однако наличие масштабного фактора ограничивает возможности широкого промышленного внедрения крупных волновых передач и требует глубоких исследований (рис. 2).

Опыт создания крупных волновых передач определил одну из наиболее актуальных задач – исключение интерференции зубьев (рис. 3-7). Небольшой модуль зубьев (1,5...3) мм, значительная ширина (100...200) мм и диаметр зубчатых венцов (1000...2000) мм, низкая жесткость гибкого колеса, высокие крутящие моменты $(3...10) \times 10^5$ Нм – представляют совокупность основных

факторов обуславливающих возникновение интерференции зубьев второго рода.

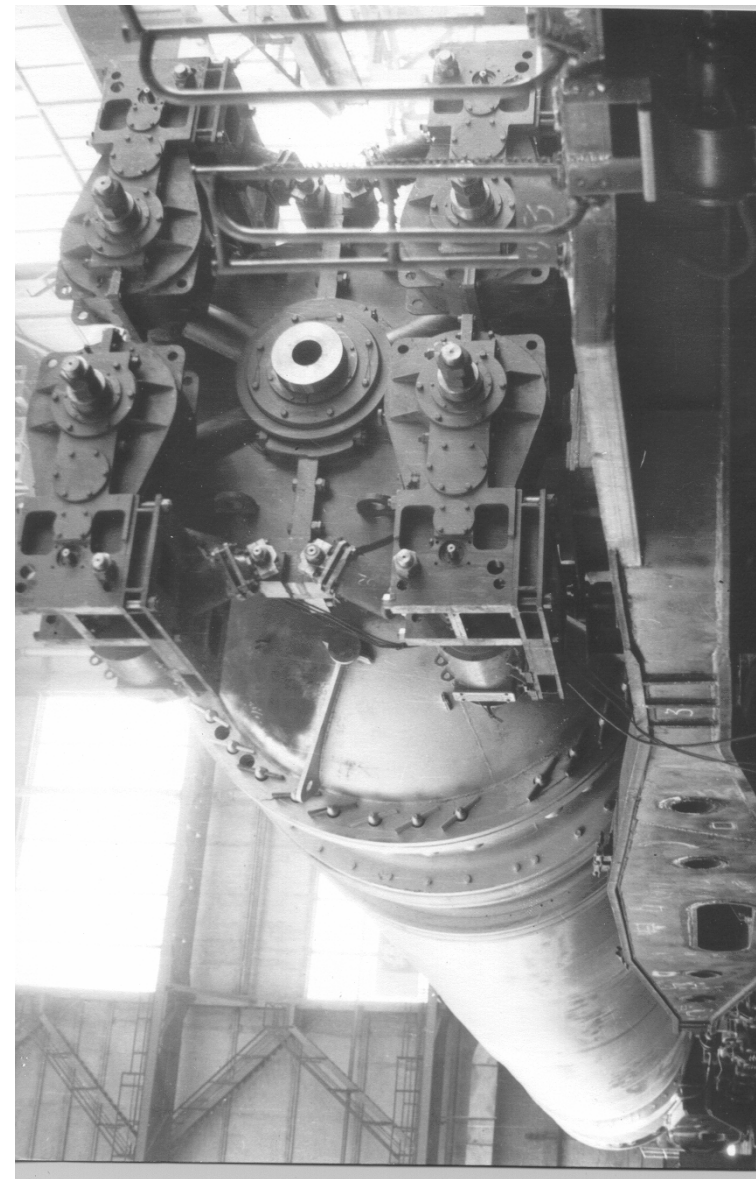


Рис. 1. Миксер передвижной МП-60АС грузоподъемностью 600 т расплавленного металла

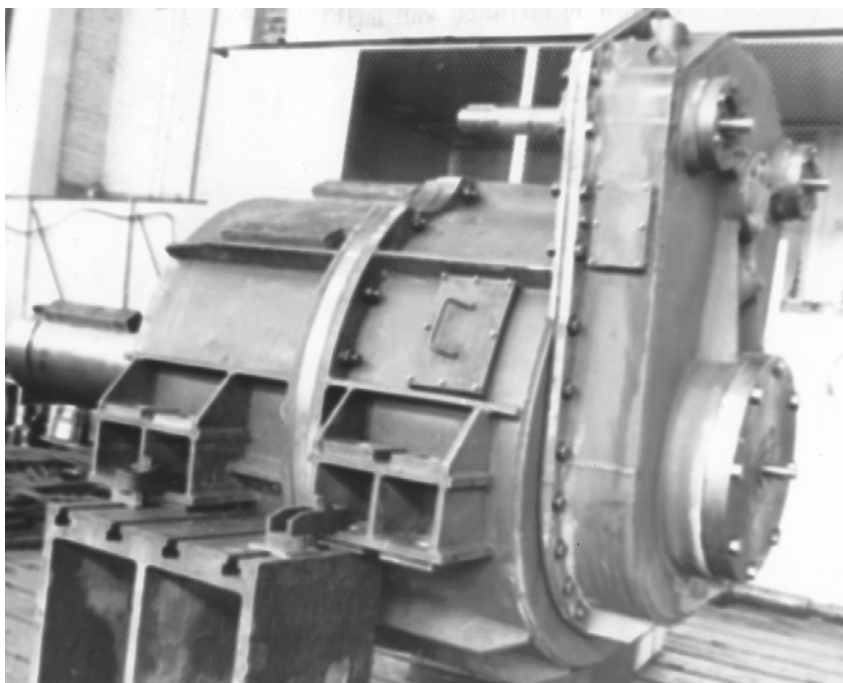


Рис. 2. Редуктор волновой поворота миксера МП-600АС: масса 8406 кг; габариты, мм, 2865×1660×1870; передаточное число 2163,1; максимальный крутящий момент на выходном валу 5×10^5 Н·м



Рис. 3. Момент входа зубьев гибкого колеса в зацепление, зафиксированный скоростной киносъемкой



Рис. 4. Момент зубчатого зацепления волновой передачи, зафиксированный скоростной киносъемкой

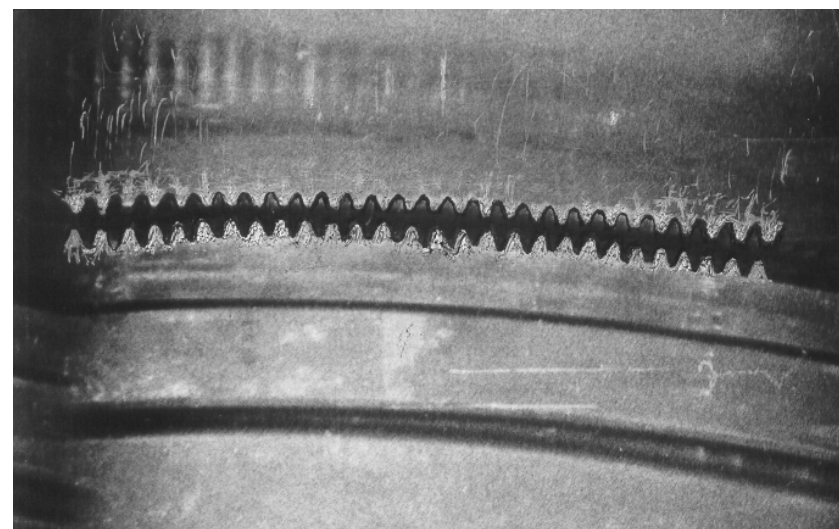


Рис. 5. Момент выхода зубьев гибкого колеса из зацепления, зафиксированный скоростной киносъемкой



Рис. 6. Жесткое колесо волнового редуктора поворота миксера МП-600АС

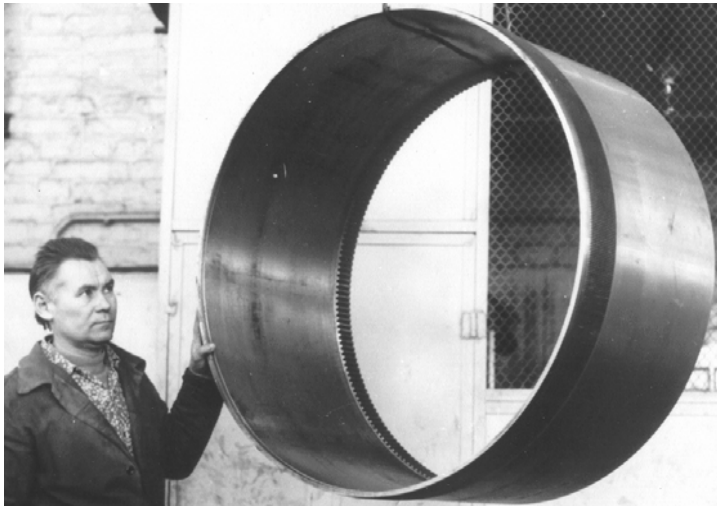


Рис. 7. Гибкое колесо волнового редуктора поворота миксера МП-600АС

При определенных конструктивных параметрах волновой передачи и заданных нагрузках главным условием отсутствия интерференции зубьев служит наличие гарантированных зазоров в зубчатом зацеплении [1-5].

Определяем параметр γ – половину угла прилегания гибкого колеса к диску генератора волн $\cos \gamma = 1 - \frac{W_o}{\varepsilon}$, где W_o – максимальная радиальная деформация гибкого колеса в окрестностях большой оси генератора волн; ε – эксцентриситет установки дисков генератора волн.

Представим безразмерные коэффициенты A_1 , B_1 , характеризующие деформацию гибкого колеса

$$A_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma - \sin \gamma \cos \gamma; \quad B_1 = \frac{4}{\pi} \left[\cos \gamma - \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) \sin \gamma \right].$$

Перемещения W , V , Θ участка зубчатого венца гибкого колеса, удаленного на угол $0 \leq \varphi \leq \gamma$ от большой оси генератора волн

$$W = \frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \cos \varphi - B_1);$$

$$V = -\frac{W_o}{A_1 - B_1} (A_1 \sin \varphi - B_1 \varphi);$$

$$\Theta = \frac{W_o B_1 \varphi}{r(A_1 - B_1)},$$

где $\varphi = \frac{\pi}{2} - \omega_h t$ – текущее положение большой оси генератора волн; r – радиус срединной поверхности обода гибкого колеса.

Для угла $\gamma \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$$W = \frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[\left(1 + \sin^2 \gamma \right) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B_1 \right];$$

$$V = -\frac{W_o}{A_1 - B_1} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - (2 \sin \gamma + B_1) \varphi + 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right];$$

$$\Theta = \frac{W_o}{r(A_1 - B_1)} \left[2 \cos \varphi + (2 \sin \gamma + B_1) \varphi - 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma) \right].$$

Проекции радиальных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса W_{aq} , W_{fq} на направление оси симметрии зуба

$$\left. \begin{aligned} W_{aq} &= (r_{aq} + W) \cos \varphi_q - r; \\ W_{fq} &= (r_{fq} + W) \cos \varphi_q - r, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где r_{aq}, r_{fq} – соответствующие радиусы окружностей вершин и впадин зубьев; $\varphi_q = (0,5\pi - \varphi)/U$ – угол поворота гибкого колеса относительно жесткого.

Проекция окружных перемещений вершин и впадин зубьев гибкого колеса V_{aq}, V_{fq} на направление, ортогональное к оси симметрии зуба

$$\left. \begin{aligned} V_{aq} &= V + (r_{aq} - r) \theta - (r_{aq} + W) \varphi_q; \\ V_{fq} &= V + (r_{fq} - r) \theta - (r_{fq} + W) \varphi_q. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для произвольного радиуса r_y воспользуемся 2^й формулой системы (2)

$$V_{yq} = V + (r_{yq} - r) \theta - (r_{yq} + W) \varphi_q. \quad (3)$$

Радиус окружности r_{yq} недеформированного гибкого колеса “q”, который у деформированного гибкого колеса совпадает с окружностью вершин жесткого колеса “b” в точке, определяемой углом φ

$$r_{yq} = r_{fq} + r_{ab} - (r_{fq} + W) \cos \varphi_q, \quad (4)$$

аналогично

$$r_{yb} = r_{ab} + r_{aq} - r_{yq}, \quad (5)$$

где r_{ab} – радиус окружности вершин зубьев жесткого колеса.

Угол профиля зуба в произвольном сечении α_y : $\cos \alpha_y = \frac{m \cdot Z \cos \alpha}{d_y}$.

Толщина зубьев S_y по дуге произвольного диаметра d_y

$$S_y = d_y \left(\frac{\pi}{2Z} \pm 2x \frac{\operatorname{tg} \alpha}{Z} \pm \operatorname{inv} \alpha \mp \operatorname{inv} \alpha_y \right),$$

где x – коэффициент смещения инструмента.

Зазоры у вершин зубьев гибкого колеса j_{aq} и жесткого j_{ab} при входе зубьев в зацепление

$$\left. \begin{aligned} J_{aq} &= \left(|V_{aq}| - \frac{S_{aq} + S_{yb}}{2} \right) \cos \alpha_{yq}; \\ J_{ab} &= \left(|V_{yq}| - \frac{S_{ab} + S_{yq}}{2} \right) \cos \alpha_{yb}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где S_{aq}, S_{ab} – соответствующая толщина у вершин зубьев гибкого и жесткого колес.

Зазоры у вершин зубьев гибкого J'_{aq} и жесткого J'_{ab} колес на дуге выхода зубьев из зацепления

$$\left. \begin{aligned} J'_{aq} &= \left[\left(r + W_{aq} \right) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{aq}| - \frac{(S_{aq} + S_{yb})}{2} \right] \cos \alpha_{yq}; \\ J'_{ab} &= \left[\left(r + W_{aq} \right) \frac{2\pi}{Z_b} - |V_{yq}| - \frac{(S_{ab} + S_{yq})}{2} \right] \cos \alpha_{yb}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Диски генератора волн установлены на роликовых радиальных двухрядных подшипниках. Суммарная величина упругой деформации по внутреннему и наружному кольцам подшипника [6]

$$\delta_{ko} = 1,1 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{\frac{R^2}{z^2 \cdot d_p \cdot \cos^2 \beta}}, \quad (8)$$

где R – радиальная сила; z – количество роликов; d_p – диаметр ролика; β – угол контакта роликов с кольцом подшипника.

Максимальный радиальный зазор в подшипнике с учетом износа $\delta = k \Delta$, где $k = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент, учитывающий износ; Δ – начальный суммарный радиальный зазор, состоящий из зазора в подшипнике и зазора посадки дисков генератора волн.

Угол возможного входа зубьев в условиях ненагруженного зацепления определяется из условия: $W = r_{ab} - r_{aq}$.

Угол φ входа зубьев в зацепление под нагрузкой определяется в соответствии с условием равенства координат вершин зубьев гибкого и жесткого колес, для чего получим значение радиального перемещения W_H

$$W_H = r_{ab} - r_{aq} + \delta.$$

Деформации гибкого колеса с учетом приложенной нагрузки

$$\left. \begin{aligned} w &= W - \delta - \delta_{ko} \cos \varphi; \\ v &= V + \delta \varphi + \delta_{ko} \sin \varphi + V_p; \\ \theta &= \Theta + \frac{\delta \varphi + V_p}{r}, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $V_p = \frac{0,375 T_2}{E b s_1} \left[\varphi + 2 \cos \frac{\varphi}{2} - 2 \right]$; b – ширина зубчатого венца; s_1 – толщина

гибкого колеса, измеренная по впадине зубьев.

С учетом системы (9), 1^я формула из (2) и формула (3) приводятся к виду:

$$v_{aq} = v + (r_{aq} - r) \theta - (r_{aq} + w) \varphi_q;$$

$$v_{yq} = v + (r_{yq} - r) \theta - (r_{yq} + w) \varphi_q.$$

Зазоры по торцам гибкого колеса: переднему J_{vw_1} и заднему J_{vw_2}

$$\left. \begin{aligned} J_{vw_1} &= -\frac{b}{2l_1} (v \cos \alpha_{cp} + w \sin \alpha_{cp}); \\ J_{vw_2} &= \frac{b}{2l_1} (v \cos \alpha_{cp} + w \sin \alpha_{cp}), \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где l_1 – расстояние расчётного сечения до конца оболочки.

Приращение зазоров по переднему J_{k_1} и заднему J_{k_2} торцам от закручивания гибкого колеса

$$\left. \begin{aligned} J_{k_1} &= \frac{T_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot s_1}; \\ J_{k_2} &= -\frac{T_2 \cdot b}{4\pi \cdot G \cdot r^2 \cdot s_1}, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости второго рода.

Зазоры у переднего и заднего торцов J_{aq_1} , J_{aq_2} зубчатого венца учитывают перекосы зубьев(6), (7), (10) и закручивание гибкого колеса (11) при входе

$$\left. \begin{aligned} J_{aq_1} &= J_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}; \\ J_{aq_2} &= J_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

и выходе из зацепления

$$\left. \begin{aligned} J'_{aq_1} &= J'_{aq} + J_{vw_1} + J_{k_1}; \\ J'_{aq_2} &= J'_{aq} + J_{vw_2} + J_{k_2}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

В качестве примера выполним расчет интерференции зубьев волновой передачи механизма поворота передвижного миксера МП–600АС (рис. 8-10): нормальный исходный контур по ГОСТ 13755-81; модуль зубьев $m = 1,5$ мм; угол профиля в точке зуба на делительной окружности $\alpha_0 = 20^\circ$; число зубьев

колес и долбяка $Z_q = 760$, $Z_b = 762$, $Z_0 = 50$; диаметры делительных окружностей колес $d_q = 1140$ мм, $d_b = 1143$ мм; диаметры окружностей вершин зубьев $d_{aq} = 1156,985$ мм, $d_{ab} = 1154,775$ мм; диаметры окружностей впадин зубьев $d_{fq} = 1150,95$ мм, $d_{fb} = 1160,81$ мм; коэффициент смещения исходного контура $x_q = +4,113$ мм, $x_b = +4,14$ мм, $x_0 = +0,583$ мм; высота зубьев $h_q = h_b = 3,018$ мм; ширина зубчатых венцов $b = 100$ мм; длина оболочки гибкого колеса $l = 415$ мм; $r = 568$ мм; $\varepsilon = 8$ мм; $W_0 = 1,7$ мм.

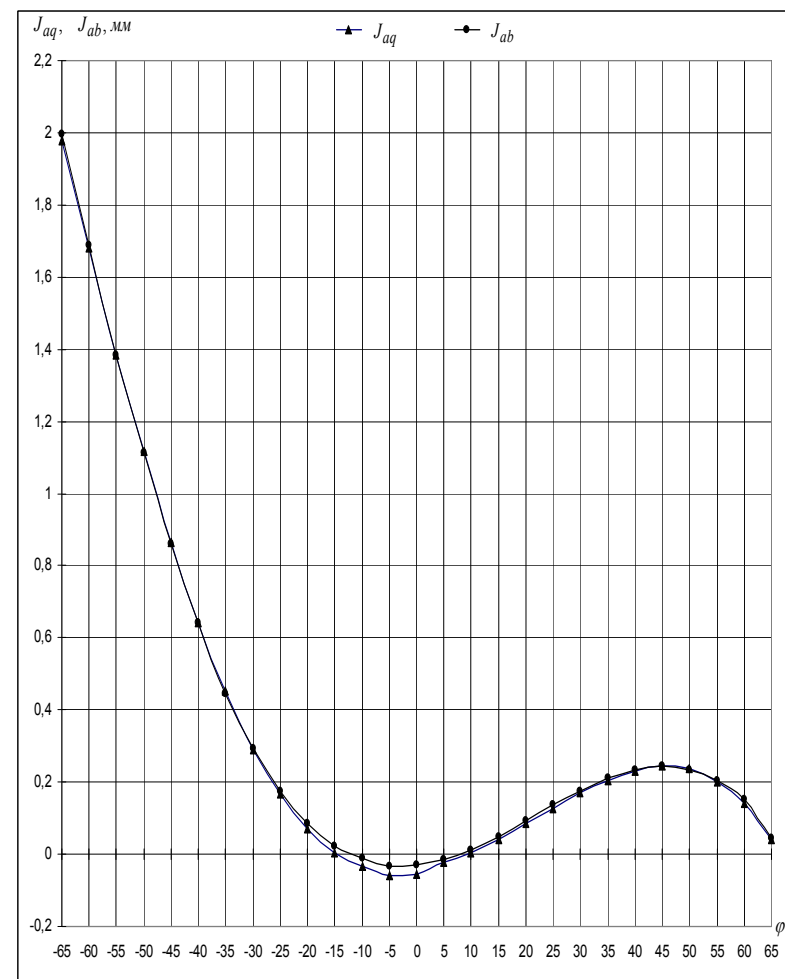


Рис. 8. Зазоры у вершин зубьев гибкого и жесткого колес ненагруженной волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП–600АС



Рис. 9. Зазоры у вершин зубьев гибкого и жесткого колес волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП-600АС при нагрузке $5 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Выводы. 1. Как следует из результатов исследования, ненагруженная волновая зубчатая передача редуктора механизма поворота передвижного миксера МП-600АС имеет отрицательные зазоры в окрестностях большой оси генератора волн (рис. 8). Диапазон интерференции вершин зубьев гибкого колеса J_{ag} лежит в пределах изменения угла поворота генератора волн $\varphi_{(J_{ag})} \{ -14^\circ \dots +8^\circ \}$, диапазон интерференции вершин зубьев жесткого колеса $\varphi_{(J_{ab})} \{ -12^\circ \dots +8^\circ \}$.

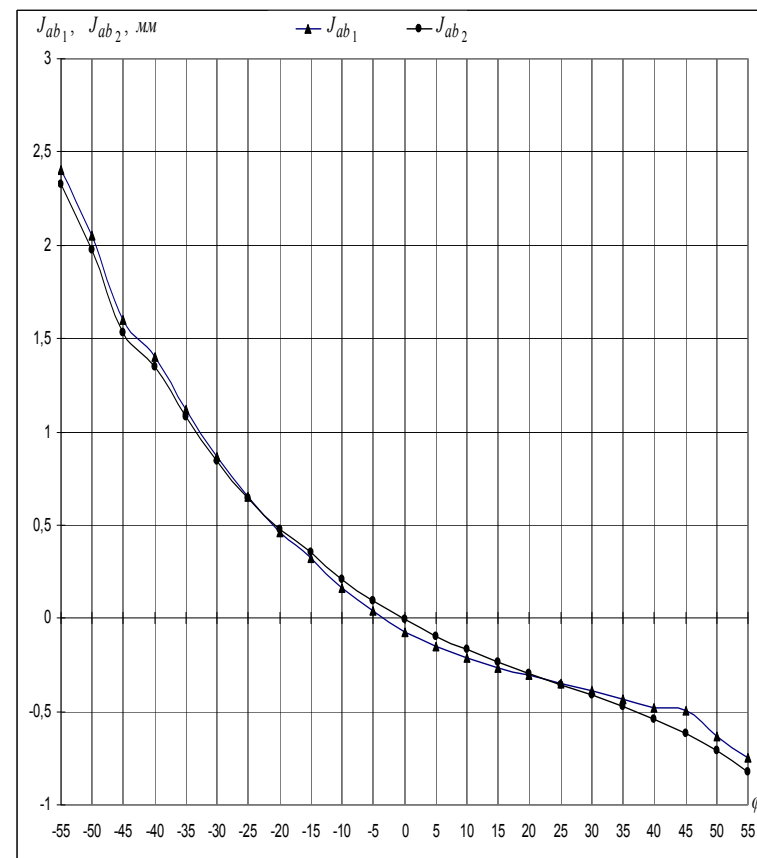


Рис. 10. Зазоры у переднего и заднего торцов вершин зубьев гибкого колеса волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП-600АС при нагрузке $5 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

2. В ненагруженной волновой зубчатой передаче отрицательные зазоры несколько смещены в сторону выхода зубьев из зацепления. При этом наибольший отрицательный зазор у вершин зубьев гибкого колеса составляет $J_{ag_{\max}} = -0,06 \text{ мм}$, что соответствует углу $\varphi_{(J_{ag})} = -5^\circ$, а наибольший отрицательный зазор у вершин зубьев жесткого колеса $J_{ab_{\max}} = -0,03 \text{ мм}$, что отвечает углу $\varphi_{(J_{ab})} = -5^\circ$.

3. При передаче крутящих моментов отрицательные зазоры у вершин зубьев гибкого и жесткого колес смещаются в сторону входа зубьев в зацепление (рис. 9-10). Максимальная величина отрицательных зазоров у вершин

зубьев гибкого и жесткого колес волнового редуктора поворота миксера МП–600АС, при нагрузке $5 \cdot 10^5$ Нм, составляет $J_{aq \max} = -0,79$ мм при угле поворота генератора волн $\varphi_{(J_{aq})} = \varphi_{(J_{ab})} = 55^\circ$, что соответствует углу входа зубьев в зацепление (рис. 9).

4. В окрестностях торцов зубчатого венца гибкого колеса в тяжело нагруженных волновых передачах наблюдаются следы неравномерного интенсивного износа зубьев. Это обусловлено главным образом влиянием нагрузки на отклонения зубьев гибкого колеса по длине относительно оси симметрии, а также сложной конусообразной деформацией гибкого колеса.

5. Определены зазоры по торцам у вершин зубьев гибкого колеса в зацеплении волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП–600АС, при максимальной нагрузке 5×10^5 Н·м (рис. 10). По переднему торцу у вершин зубьев гибкого колеса зазоры полностью выбираются вблизи большой оси генератора волн при значении угла $\varphi_{(J_{a\eta_1})} = -4^\circ$, и начинается интерференция зубьев. По заднему торцу у вершин зубьев гибкого колеса интерференция зубьев возникает на большой оси генератора волн, т.е. $\varphi_{(J_{ab2})} = 0^\circ$.

6. Максимальные значения интерференция вершин зубьев на торцах гибкого колеса приобретает на входе в зацепление: $J_{ab1 \max} = -0,75$ мм, $J_{ab2 \max} = -0,83$ мм, при $\varphi_{(J_{a\eta_1})} = \varphi_{(J_{ab2})} = -55^\circ$.

7. Как показывают результаты выполненных исследований, интерференция зубьев наблюдается в зацеплении даже ненагруженной волновой передачи, а при максимальном значении нагрузки 5×10^5 Н·м величина интерференции зубьев принимает весьма большие значения, что делает такую передачу неработоспособной. Задача устранения интерференции зубьев в тяжело нагруженных волновых передачах требует самостоятельного конструктивного решения. Для устранения интерференции зубьев в зацеплении на ЗАО «НКМЗ» разработано принципиально новое техническое решение, исключаящее интерференцию зубьев в крупных тяжело нагруженных волновых передачах [7].

8. Выполненные исследования позволили определить область и величину интерференции зубьев в волновой передаче в зависимости от размеров зубьев, характеристики зацепления, конструктивных параметров генератора волн, фазы зацепления, крутящего момента на выходном валу волнового редуктора.

9. Установлено, что максимальные значения интерференция приобретает на вершинах зубьев под нагрузкой, в окрестностях торцов зубчатого венца, на входе зубьев в зацепление.

10. Полученные результаты дают возможность определить границы существования интерференции зубьев в зацеплении в зависимости от геометрических, конструктивных и силовых параметров крупной волновой передачи, что позволяет обеспечить условия устранения интерференции зубьев на стадии выполнения проектно-конструкторских работ.

Список литературы: 1. Волошин А.И., Суков Г.С. Стрельников В.Н. Системный анализ крупной волновой передачи // Вестник национального технического университета “ХПИ”. – 2007. – Вып. 21. – С.38–45. 2. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184с. 3. Иванов М.Н., Иванова Т.М., Чиров А.А. Расчёт относительного положения зубьев в нагруженной волновой передаче // Известия вузов. Машиностроение. – 1976. – № 10. – С.21–24. 4. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник / Бойко Л.С., Высоцкий А.З., Галиниченко Э.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 248с. 5. Руденко В.Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций. – М.: Машиностроение, 1980. – 148с. 6. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. Подшипники качения: Справочник. – М.-Л.: ГНТИМЛ, 1959. – 608с. 7. А.с. 1373058 СССР, МКИ F16 Н 1/00. Волновая передача / Е.А. Мацегора, В.М. Аркуша, В.Н. Стрельников и др. (СССР). – №015137/25-28; Заявл. 4.02.86; зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР 08.10.87. – 5с.

Поступила в редколлегию 20.05.08

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, докт. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
П.Л. НОСКО, докт. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
П.Н. ТКАЧ, канд. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
А.А. МУХОВАТЫЙ, асп., ВНУ им. В. Даля

О РАСШИРЕНИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ К-Н-V

Отримано рекомендації зі створення передач К-Н-V з різністю чисел зубців коліс із внутрішнім та зовнішнім зацепленням, що дорівнює одиниці.

Recommendations on creation of transmissions K-H-V with a variance of teeth of sprockets with internal and an external gearing to equal unit are obtained.

Планетарная передача К-Н-V обладает простотой конструкции, высокой нагрузочной способностью и сравнительно большим коэффициентом полезного действия [1, 2]. Однако распространенные рекомендации по созданию такой передачи позволяют обеспечить в одной ступени при двадцатиградусном зацеплении передаточное число $u \leq 70$, что ограничивает кинематические возможности такой передачи в сравнении с волновой передачей. Исследованиями установлено [3], что при двадцатиградусном некорректированном